

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-217017

(43)Date of publication of application : 10.08.1999

(51)Int.Cl.

B60G 17/015

(21)Application number : 10-020652

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

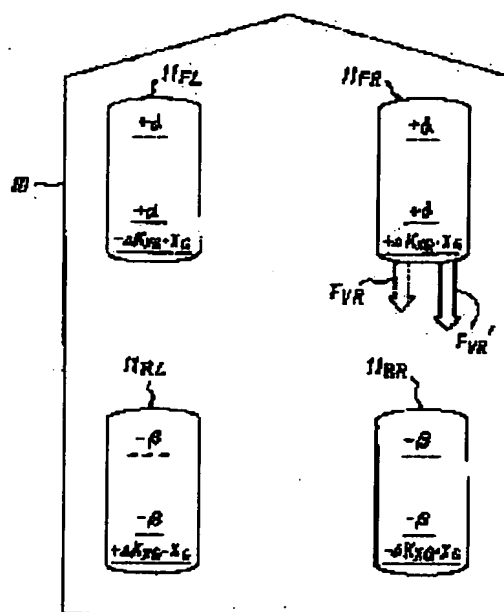
(22)Date of filing : 02.02.1998

(72)Inventor : FUKUYAMA KENSUKE

**(54) SUSPENSION CONTROL DEVICE FOR VEHICLE MOUNTED WITH BEHAVIOR CONTROL DEVICE****(57)Abstract:**

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide an internal pressure control of a suspension cylinder, which improves a behavior control effect of an automatic brake, so that desirably, there is no change in the posture of the vehicle body.

**SOLUTION:** When a behavior control is not working, shown with broken underlines, internal pressures of cylinders for front wheels 11FR and 11FL are increased by an amount  $\alpha$  corresponding to a reduction in speed, while internal pressures of cylinders for rear wheels 11RR, 11RL are decreased by an amount  $\beta$  corresponding to the reduction in speed, for controlling pitching. When under a behavior control of a braking FVR of the right front wheel 11FR, shown with solid underlines, an internal pressure of the cylinder thereof is increased by an amount  $(\Delta KXG \times XG)$  corresponding to a reduction in speed  $XG$  while an internal pressure of the cylinder for the left front wheel 11FL is decreased by the same amount, and an internal pressure of the cylinder for the right rear wheel 11RR is decreased by the same amount, and an internal pressure of the cylinder for the left rear wheel 11RL is increased by the same amount. The right front wheel 11FR increases its braking force to FVR due to the rise in internal pressure, for increasing its behavior control effect. A sum of the internal pressures of the cylinders for the front left and right wheels equals a sum of the internal pressures of the cylinders for the rear left and right wheels, so that a pitching posture remains constant. A sum of the internal pressures of the cylinders for the right-side front and rear wheels equals a sum of the internal pressures of the cylinders for the left-side front and rear wheels, so that a rolling posture remains constant.

**LEGAL STATUS**

[Date of request for examination]

29.10.2003

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or

application converted registration]  
[Date of final disposal for application]  
[Patent number]  
[Date of registration]  
[Number of appeal against examiner's decision  
of rejection]  
[Date of requesting appeal against examiner's  
decision of rejection]  
[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

**\* NOTICES \***

JPO and NCIP are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.\*\*\* shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

---

**CLAIMS**

---

**[Claim(s)]**

[Claim 1] It is the suspension control unit of the behavior control unit loading vehicle characterized by to constitute and to become at the time of car behavior control according [ on the car which was equipped with the car behavior control unit which controlled car horizontal plane behavior by the automatic braking system, and carried out the suspension of the wheel separately for the wheel load to each wheel by the controllable suspension, and ] to said car behavior control unit so that said suspension may be controlled in order raising the wheel load of the wheel in said automatic braking system rather than the time of un-controlling.

[Claim 2] The suspension control unit of the behavior control unit loading vehicle characterized by constituting so that the wheel load of the wheel in an automatic braking system may be raised by changing the wheel-load control gain over said braking deceleration, when said suspension controls the wheel load of each wheel separately according to braking deceleration and controls pitching of a car in claim 1.

[Claim 3] The suspension control unit of the behavior control unit loading vehicle characterized by constituting so that it may fall by the load with the same wheel load of the wheel by the side of cross direction the opposite and the load control gain concerning the wheel concerned may be changed with the wheel which went up said load in claim 2.

[Claim 4] the wheel which went up said load in claim 3, and the cross direction -- the suspension control unit of the behavior control unit loading vehicle characterized by to constitute so that it may go up by the load with the wheel load of the wheel by the side of cross direction the opposite same [ the wheel concerned ] and the load-control gain concerning the wheel concerned may be changed, while changing the load-control gain concerning the wheel concerned so that it may fall by the load with the same wheel load of other wheels in the same side.

[Claim 5] The suspension control unit of the behavior control unit loading vehicle characterized by setting a limit as the amount of modification of the load control gain concerning each wheel in claim 2 thru/or any 1 term of 4.

[Claim 6] The suspension control unit of the behavior control unit loading vehicle characterized by constituting so that the wheel load of the wheel in an automatic braking system may be raised by damping-force modification control of this shock absorber when said suspension changes the damping force of a shock absorber and it is separately controllable in the transitional wheel load to each wheel in claim 1.

[Claim 7] The suspension control unit of the behavior control unit loading vehicle which sets to claim 6, and is characterized by constituting so that the shock-absorber damping force of the front wheel concerned may be raised and a transitional wheel load may be raised when the wheel in an automatic braking system is a front wheel.

[Claim 8] The suspension control unit of the behavior control unit loading vehicle which sets to claim 6, and is characterized by constituting so that the shock-absorber damping force of the rear wheel concerned may be reduced and a transitional wheel load may be raised when the wheel in an automatic braking system is a rear wheel.

---

[Translation done.]

**\* NOTICES \***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.\*\*\* shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

---

**DETAILED DESCRIPTION**

---

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the suspension control unit which enabled it to realize improvement in the behavior control effectiveness concerned further about the suspension control unit which aimed at the improvement in the behavior control effectiveness of the car carrying the behavior control unit which controlled car horizontal plane behavior by the automatic braking system, controlling posture change of a car as much as possible.

[0002]

[Description of the Prior Art] as a behavior control unit of a car, it is indicated by JP,7-89427,A, for example — as — each ring — what controlled car horizontal plane behavior by the individual automatic braking system to become a thing as a target is known. When a sideslip of the presumed car is larger than the set point, this behavior control unit is braking a correspondence wheel by the automatic braking system so that this may be made small, and raises the transit stability of a car.

[0003]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] by the way — although it faces being in the conventional behavior control device and heightening the behavior control effectiveness, the brake fluid pressure to the wheel which will be braked by the automatic braking system is increased and an automatic brake force must be enlarged — this cure — \*\*\* of coefficient of friction of a freezing way etc. — the new problem that a car becomes behavior instability with a slip of a wheel in a low road surface is produced.

[0004] if it is made to increase an automatic brake force by enlarging the wheel load of the wheel which will be braked by the automatic braking system when the 1st invention according to claim 1 enlarges an automatic brake force — a low friction road surface — also setting — the above — it aims at proposing the suspension control unit which materialized this idea from a viewpoint that the behavior control effectiveness can be heightened, without producing new behavior instability.

[0005] The 2nd invention according to claim 2 aims at proposing the suspension control unit which enabled it to attain the operation effectiveness of the 1st invention suitably, when a suspension is equipped with a pitching control unit.

[0006] The 3rd invention according to claim 3 aims at proposing the suspension control device which enabled it to attain the operation effectiveness of the 2nd invention, maintaining the pitching depressor effect by the pitching control device.

[0007] The 4th invention according to claim 4 aims at proposing the suspension control unit which enabled it to attain the operation effectiveness of the 3rd invention, without also producing the posture change in the rolling direction of a car.

[0008] The 5th invention according to claim 5 aims at proposing the suspension control unit with which it was made for a car posture not to become unnatural in the 2nd invention — the 4th invention.

[0009] The 6th invention according to claim 6 aims at proposing the suspension control unit which enabled it to attain the operation effectiveness of the 1st invention suitably, when a

suspension can change the damping force of a shock absorber.

[0010] The 7th invention according to claim 7 aims at proposing the suspension control unit which enabled it to attain the operation effectiveness of the 6th invention suitably, when the wheel braked by the automatic braking system is a front wheel.

[0011] The 8th invention according to claim 8 aims at proposing the suspension control unit which enabled it to attain the operation effectiveness of the 6th invention suitably, when the wheel braked by the automatic braking system is a rear wheel.

[0012]

[Means for Solving the Problem] First the suspension control unit of the behavior control unit loading vehicle by the 1st invention for these purposes In the car which was equipped with the car behavior control unit which controlled car horizontal plane behavior by the automatic braking system, and carried out the suspension of the wheel separately for the wheel load to each wheel by the controllable suspension At the time of the car behavior control by said car behavior control device, rather than the time of un-controlling, it is characterized by constituting so that said suspension may be controlled in order to raise the wheel load of the wheel in said automatic braking system.

[0013] In the 1st invention, the suspension control unit of the behavior control unit loading vehicle by the 2nd invention is characterized by constituting so that the wheel load of the wheel in an automatic braking system may be raised by changing the wheel-load control gain over said braking deceleration, when said suspension controls the wheel load of each wheel separately according to braking deceleration and controls pitching of a car.

[0014] The suspension control unit of the behavior control unit loading vehicle by the 3rd invention is characterized by constituting so that it may fall by the load with the wheel load of the wheel by the side of cross direction the opposite same [ the wheel which went up said load ] and the load control gain concerning the wheel concerned may be changed in the 2nd invention.

[0015] The suspension control unit of the behavior control unit loading vehicle by the 4th invention the wheel which went up said load in the 3rd invention, and the cross direction, while changing the load control gain concerning the wheel concerned so that it may fall by the load with the same wheel load of other wheels in the same side It is characterized by constituting so that it may go up by the load with the wheel load of the wheel by the side of cross direction the opposite same [ the wheel concerned ] and the load control gain concerning the wheel concerned may be changed.

[0016] The suspension control unit of the behavior control unit loading vehicle by the 5th invention is characterized by setting a limit as the amount of modification of the load control gain concerning each wheel in either the 2nd invention thru/or the 4th invention.

[0017] In the 1st invention, the suspension control unit of the behavior control unit loading vehicle by the 6th invention is characterized by constituting so that the wheel load of the wheel in an automatic braking system may be raised by damping-force modification control of this shock absorber, when said suspension changes the damping force of a shock absorber and it is separately controllable in the transitional wheel load to each wheel.

[0018] The suspension control device of the behavior control-device loading vehicle by the 7th invention is characterized by having set to the 6th invention, and constituting so that the shock-absorber damping force of the front wheel concerned may be raised and a transitional wheel load may be raised when the wheel in an automatic braking system is a front wheel.

[0019] The suspension control device of the behavior control-device loading vehicle by the 8th invention is characterized by having set to the 6th invention, and constituting so that the shock-absorber damping force of the rear wheel concerned may be reduced and a transitional wheel load may be raised when the wheel in an automatic braking system is a rear wheel.

[0020]

[Effect of the Invention] In the suspension control device by the 1st invention, while the car behavior control device is controlling car horizontal plane behavior by the automatic braking system, a suspension is controlled so that the wheel load of the wheel in an automatic braking system goes up, rather than it can set during un-operating [ of the behavior control concerned ]. This can accumulate, the damping force of the wheel currently braked by the automatic braking

system can become large by load increase, and the behavior control effectiveness can be raised. in order [ and ] to attain without depending for improvement in the behavior control effectiveness concerned on the rise of brake fluid pressure — \*\*\*\* of coefficient of friction of a freezing way etc. — the new problem that a car becomes behavior instability with a slip of a wheel in a low road surface is not produced

[0021] In the 2nd invention, although a suspension controls the wheel load of each wheel separately according to braking deceleration and controls pitching of a car, also when car deceleration occurs with the behavior control by the automatic braking system, a suspension performs pitching depressant action of a car by control of the same wheel load. By the way, on the occasion of the pitching control under behavior control by this automatic braking system, the wheel load of the wheel in an automatic braking system is raised by changing the wheel-load control gain over braking deceleration.

[0022] Therefore, while the car behavior control device is controlling car horizontal plane behavior by the automatic braking system also in the 2nd invention, The wheel load of the wheel in an automatic braking system will go up rather than it can set during un-operating [ of behavior control ]. While the damping force of the wheel currently braked by the automatic braking system can become large by load increase and being able to raise the behavior control effectiveness in order to attain without depending for improvement in the behavior control effectiveness concerned on the rise of brake fluid pressure — \*\*\*\* of coefficient of friction of a freezing way etc. — the new problem that a car becomes behavior instability with a slip of a wheel in a low road surface is not produced And the same purpose as the 1st invention can be attained only by changing the wheel-load control gain in the existing pitching control, and it is greatly advantageous on cost.

[0023] With the wheel which went up the load in the 2nd invention, the 3rd invention changes the load control gain concerning the wheel concerned so that it may fall by the load with the same wheel load of the wheel by the side of cross direction the opposite. This accumulates, the operation effectiveness of the 2nd invention can be attained, the sum of the wheel load of the wheel which went up the load, and the wheel load of the wheel by the side of cross direction the opposite being maintained eternally, and maintaining pitching depressor effect, and it is greatly advantageous.

[0024] the wheel for which the 4th invention went up the load in the 3rd invention, and the cross direction — while changing the load control gain concerning the wheel concerned so that it may fall by the load with the same wheel load of other wheels in the same side, the load control gain concerning the wheel concerned is changed so that it may go up by the load with the wheel load of the wheel by the side of cross direction the opposite same [ the wheel concerned ]. the wheel load of the wheel which this accumulated and went up the load in the 3rd invention, and a wheel and the cross direction concerned — the sum with the wheel load of the wheel of the others in the same side and the wheel-load sum of the order ring in the cross direction opposite side being maintained similarly to mutual, and also maintaining the car-body posture in the rolling direction eternally, the operation effectiveness of the 2nd invention can be attained and it is greatly advantageous.

[0025] In the 5th invention, since the limit was prepared in the amount of modification of the load control gain changed in the 2nd invention thru/or the 4th invention, it can prevent that this becomes excessive and a car posture becomes unnatural.

[0026] In the 6th invention, when the suspension in the 1st invention is separately controllable in the transitional wheel load to each wheel by changing the damping force of a shock absorber, the wheel load of the wheel in an automatic braking system is raised by damping-force modification control of this shock absorber. In this case, although the rise of the wheel load concerned cannot attain the same operation effectiveness as the 1st invention only in the transition stage concerned only in change of the car-body posture by the automatic braking system, since the shock-absorber attenuation force control system is cheaper than the aforementioned pitching control unit, much more cheap-ization is realizable.

[0027] In addition, when the wheel in an automatic braking system is a front wheel, the rise of a wheel load can be realized by the thing [ as / in the 7th invention ] for which the shock-

absorber damping force of the front wheel concerned is raised, and when the wheel in an automatic braking system is a rear wheel, the rise of a wheel load can be realized by the thing [ as / in the 8th invention ] for which the shock-absorber damping force of the rear wheel concerned is reduced.

[0028]

[Embodiment of the Invention] Hereafter, the gestalt of operation of this invention is explained to a detail based on a drawing. Drawing 1 is the system chart of the suspension control unit which becomes the gestalt of 1 operation of this invention, in this drawing, in a forward left ring and 11FR, a forward right ring and 11RL show a left rear ring, and, as for 10, 11RR shows [ a car body and 11floor line ] a right rear ring, respectively.

[0029] Wheel 11floor line, 11FR, 11RL, and 11RR mind each corresponding suspension member 12floor line, 12FR, 12RL, and 12RR, respectively. Into a car body 1 It supports possible [ the vertical direction stroke ]. Between these suspension member 12floor line, 12FR, 12RL, 12RR, and a car body 10, respectively Suspension cylinder 13floor line which gives a buffer function and a periodic-damping function to vertical movement of a correspondence wheel, 13FR, 13RL, and 13RR are constructed. In addition, although suspension cylinder 13floor line, 13FR, 13RL, and 13RR have extended in the direction of a drawing right angle of drawing 1 in fact, respectively, by drawing 1, they were made to extend so that the drawing after [ expedient ] explaining may be met, and were shown.

[0030] Each suspension cylinder 13floor line, 13FR, 13RL, and 13RR are cylinder-body 13a, respectively. It is piston 13b inside. It fits in free [ sliding ] and is piston 13b. Piston rod 13c of one Cylinder-body 13a It is made to project possible [ extraction and insertion ] from upper limit, and is cylinder-body 13a. Protrusion edge and piston rod 13c It is suspension spring 13d in between. It considers as the configuration which \*\*\*\* and is acting the spring action of the cylinder expanding direction.

[0031] Suspension cylinder 13floor line, 13FR, 13RL, and 13RR are piston rod 13c, respectively. To a car body 10, it is cylinder-body 13a about a protrusion edge again. A lower limit is connected with suspension member 12floor line, 12FR, 12RL, and 12RR, practical use is presented, and it is suspension spring 13d. The buffer function demanded at the time of bound of a correspondence wheel and rebound shall be demonstrated. This accumulates and it is piston 13b. It has piston free passage hole 13e which opens between the order room for free passage, and is cylinder-body 13a. A stroke is made possible inside, and it follows on the stroke concerned further, and is piston rod 13c. Cylinder-body 13a It is gas spring 13f about volume change of the piston rod penetration volume integral when receiving and moving, or a recession volume integral. It absorbs and is piston 13b. A stroke is compensated. And gas spring 13f It is orifice 13g to an inlet-port path. It \*\*\*\* and the periodic-damping function demanded by flow resistance in case hydraulic oil passes this at the time of bound of a correspondence wheel and rebound is made to occur.

[0032] Cylinder-body 13a of the suspension cylinder which prepares the internal pressure of each suspension cylinder 13floor line, 13FR, 13RL, and 13RR therefore each wheel 11floor line, 11FR, 11RL, pressure-control-valve 14floor line that controls the wheel load of 11RR separately, 14FR, 14RL, and 14RR, and corresponds the output port of these pressure control valves It is made to lead inside. The common pressure supply circuit 16 from a pressure source 15 is connected to the input port of pressure-control-valve 14floor line, 14FR, 14RL, and 14RR, and the common pressure exclusion circuit 17 which returns to a pressure source 15 is connected to a drain port in it. A pressure source 15 shall always supply a fixed pressure to the pressure supply circuit 16 continuously, connects to the pressure supply circuit 16 concerned the accumulators 18 and 19 in which this 1 constant pressure is stored, and prepares it in it here.

[0033] Pressure-control-valve 14floor line, 14FR, 14RL, and 14RR in addition, respectively It is cylinder-body 13a about the fixed oil pressure from a circuit 16 and accumulators 18 and 19. In supplying inside \*\*\*\*, it is cylinder-body 13a. By carrying out the drain of the inner pressure from a circuit 17 The internal pressure (wheel load of wheel 11floor line, 11FR, 11RL, and 11RR) of suspension cylinder 13floor line, 13FR, 13RL, and 13RR shall be controlled to the value according to the control current  $i$  ( $i_{FL}$ ,  $i_{FR}$ ,  $i_{RL}$ ,  $i_{RR}$ ). the control current  $i$  to pressure-control-



valve 14floor line, 14FR, 14RL, and 14RR (iFL, iFR, iRL, iRR) and the internal pressure of suspension cylinder 13floor line, 13FR, 13RL, and 13RR are illustrated to drawing 2 here — the time — proportionality — it is — the control current  $i$  — the minimum value  $i_{min}$  and maximum  $i_{max}$  suspension [ while making it change in between ] cylinder internal pressure — \*\*\*\*\*  $P_{min}$  Maximum pressure  $P_{max}$  It shall change in between.

[0034] The control currents iFL, iFR, iRL, and iRR to pressure-control-valve 14floor line, 14FR, 14RL, and 14RR determine these by the controller 21. This accumulates and the behavior control signal VDC including in what automatic-braking-system fluid pressure which wheel which the signal and the car behavior control device 23 from the acceleration sensor 22 before and after detecting the car order acceleration XG (here, deceleration is made forward) output during the actuation which is performing behavior control is ordered is inputted into a controller 21, respectively.

[0035] here — the car behavior control unit 23 — for example, it is indicated by said JP,7-89427,A carried out — as — each ring — although it is the thing of the common knowledge controlled to become a thing as a target about car horizontal plane behavior by the individual automatic braking system, especially in the gestalt of this operation, an automatic braking system shall brake a right-and-left front wheel alternatively, and behavior control of a car shall be carried out

[0036] In the gestalt of the above-mentioned implementation, a controller 21 repeats the control program of drawing 3 by regular interruption, is performed, determines the control currents iFL, iFR, iRL, and iRR of pressure-control-valve 14floor line, 14FR, 14RL, and 14RR as the following, and carries out suspension control which this invention makes an aim. That is, car order acceleration XG first detected by the sensor 22 in step 31 It reads, and subsequently, in step 32, the forward right ring automatic brake force FVR for behavior control is calculated from the behavior control signal VDC, and the forward left ring automatic brake force FVL for behavior control is further calculated from the behavior control signal VDC in step 33.

[0037] At step 34, it judges whether behavior control by the automatic braking system of a forward right ring is performed by whether the forward right ring automatic brake force FVR has occurred, and judges whether behavior control by the automatic braking system of a forward left ring is performed by whether the forward left ring automatic brake force FVL has occurred in step 35. When behavior control by the automatic braking system of a right-and-left front wheel was not performed and it distinguishes in steps 34 and 35 In step 36, it is alike as usual, for example, is braking deceleration XG like drawing 4 . So that it may receive and suspension cylinder internal pressure variation  $\Delta P$  (load increase of a front wheel, load reduction of a rear wheel) of an order ring may become a thing respectively like  $\alpha$  and  $\beta$  Braking deceleration XG In order to set ring suspension cylinder internal pressure control gain (order wheel load control gain) before and after receiving to  $+K_x G$  and  $-K_x G$ , respectively, it is the controlled parameter  $K_{xGR}$  of a forward right rear wheel. And controlled parameter  $K_{xGL}$  of a forward left rear wheel It is both set as the same  $K_x G$ .

[0038] Subsequently, in step 37, it asks for the target cylinder internal pressure (target wheel load) PFR of forward right ring 11FR, the target cylinder internal pressure (target wheel load) PFL of forward left ring 11floor line, the target cylinder internal pressure (target wheel load) PRR of right rear ring 11RR, and the target cylinder internal pressure (target wheel load) PRL of left rear ring 11RL by the operation of a degree type, respectively. the suspension cylinder internal pressure of the forward right ring at the time of a static load in here — the suspension cylinder internal pressure of PFR0 and a forward left ring — the suspension cylinder internal pressure of PFL0 and a right rear ring — the suspension cylinder internal pressure of PRR0 and a left rear ring — PRL0 it is — it considers as a thing.

$PFR = PFR0 + K_{xGR}$  and XG ... (1)

$PFL = PFL0 + K_{xGL}$  and XG ... (2)

$PRR = PRR0 - K_{xGR}$  and XG ... (3)

$PRL = PRL0 - K_{xGL}$  and XG ... (4)

[0039] The forward right ring target cylinder internal pressure PFR for which it asked as mentioned above at the following step 38, In order to attain the forward left ring target cylinder

internal pressure PFL, the right rear ring target cylinder internal pressure PRR, and the left rear ring target cylinder internal pressure PRL, respectively, The control current iFR to forward right rotational application pressure-control-valve 14FR, the control current iFL to forward left rotational application pressure-control-valve 14floor line, The control current iRR to right rear rotational application pressure-control-valve 14RR, and the control current RL to left rear rotational application pressure-control-valve 14RL It asks by map retrieval which is illustrated to drawing 2 , these are outputted to a corresponding pressure control valve, and suspension cylinder internal pressure (wheel load) of each wheel is made into the above-mentioned desired value.

[0040] If behavior control by the automatic braking system of a right-and-left front wheel is not performed at steps 34 and 35 by the above, while distinguishing As the suspension cylinder internal pressure (wheel load) of forward right ring 11FR and forward left ring 11floor line attaches and shows the underline of a broken line to drawing 7 , respectively Braking deceleration XG As it goes up as it responds and alpha of drawing 4 shows, and the suspension cylinder internal pressure (wheel load) of right rear ring 11RR and left rear ring 11RL attaches and shows the underline of a broken line conversely to drawing 7 , respectively Braking deceleration XG It falls, as it responds and beta of drawing 4 shows. this — accumulating — braking deceleration XG pitching by which it is accompanied will be controlled and, moreover, pitching is set to 0 for alpha of drawing 4 , and beta as usual — like — suitable pitching depressor effect can be made to occur, it being alike as usual during un-operating [ of behavior control ], and directing a suitable feeling of braking from holding down to extent

[0041] By the way, if behavior control by the automatic braking system of a right-and-left front wheel is performed at steps 34 and 35, while distinguishing, the suspension cylinder internal pressure (wheel load) of each wheel is controlled as the following. First, the operation in the case of distinguishing, if behavior control by the automatic braking system of a forward right ring is performed at step 34 is explained.

[0042] in this case, the step 39 — setting — like drawing 5 — braking deceleration XG — receiving — suspension cylinder internal pressure variation  $\Delta P$  (the amount of cylinder internal pressure increases of a front wheel —) of right-hand side order ring 11FR and 11RR So that the cylinder internal pressure decrement of a rear wheel may serve as  $\alpha_{FR}$  and  $\beta_{RR}$  which are shown with the broken line in which only  $\Delta KxG$  had big inclination from alpha shown in drawing 4 , and beta, respectively Braking deceleration XG In order to make receiving right-hand side order ring suspension cylinder internal pressure control gain (right-hand side order wheel load control gain) into  $+(KxG+\Delta KxG)$  and  $-(KxG+\Delta KxG)$ , respectively Controlled parameter  $KxGR$  of a right-hand side order ring While setting up, respectively  $(KxG+\Delta KxG)$  similarly it illustrates to drawing 5 — as — braking deceleration XG — receiving — suspension cylinder internal pressure variation  $\Delta P$  (the amount of cylinder internal pressure increases of a front wheel —) of left-hand side order ring 11floor line and 11RL So that the cylinder internal pressure decrement of a rear wheel may serve as  $\alpha_{floor}$  and  $\beta_{RL}$  which are shown with the dashed line in which only  $\Delta KxG$  had small inclination from alpha shown in drawing 4 , and beta, respectively Braking deceleration XG In order to make receiving left-hand side order ring suspension cylinder internal pressure control gain (left-hand side order wheel load control gain) into  $+(KxG-\Delta KxG)$  and  $-(KxG-\Delta KxG)$ , respectively, it is the controlled parameter  $KxGL$  of a left-hand side order ring. It sets up, respectively  $(KxG-\Delta KxG)$ .

[0043] Controlled parameter  $KxGR$  of the right-hand side order ring for which it asked as mentioned above at steps 37 and 38 And controlled parameter  $KxGL$  of a left-hand side order ring By using and performing same processing with having described above Although suspension cylinder internal pressure (wheel load) of each wheel is made into the desired value calculated at step 37 During the behavior control concerned performed to forward right ring 11FR by giving the automatic brake force FVR of drawing 7 , it is the controlled parameter  $KxGR$  of a right-hand side order ring. And controlled parameter  $KxGL$  of a left-hand side order ring The following operation effectiveness can be acquired from setting up as mentioned above, respectively. That is, controlled parameters  $KxGR$  and  $KxGL$  According to the above-mentioned setup, as the

underline of a continuous line is attached and shown in drawing 7 The suspension cylinder internal pressure (wheel load) of forward right ring 11FR is braking deceleration XG from alpha at the time of said pitching control. It increases as it responded (deltaKxGxXG) (refer to alphaFR of drawing 5 ). The suspension cylinder internal pressure (wheel load) of forward left ring 11floor line is braking deceleration XG from alpha at the time of said pitching control. It falls as it responded (deltaKxGxXG) (refer to alphafloor line of drawing 5 ). The suspension cylinder internal pressure (wheel load) of right rear ring 11RR is braking deceleration XG from beta at the time of said pitching control. It falls as it responded (deltaKxGxXG) (refer to betaRR of drawing 5 ). The suspension cylinder internal pressure (wheel load) of left rear ring 11RL is braking deceleration XG from beta at the time of said pitching control. It increases as it responded (deltaKxGxXG) (refer to betaRL of drawing 5 ).

[0044] By the above, during the behavior control by the automatic braking system (refer to FVR of drawing 7 ) of forward right ring 11FR, the suspension cylinder internal pressure (wheel load) of the forward right ring 11FR concerned will rise, the automatic brake force of the part and forward right ring 11FR can be increased to FVR[ of drawing 7 / from FVR ]', and the behavior control effectiveness can be raised. in order [ and ] to attain without depending for improvement in the behavior control effectiveness concerned on the rise of brake fluid pressure -- \*\*\*\* of coefficient of friction of a freezing way etc. -- the new problem that a car becomes behavior instability with a slip of a wheel in a low road surface is not produced

[0045] Furthermore, in the gestalt of this operation, since improvement in the above-mentioned behavior control effectiveness can be realized only by modification of the suspension cylinder internal pressure (wheel load) control gain in the existing pitching control, it is greatly advantageous on cost. And if it carries out as in the gestalt of this operation of modification of the suspension cylinder internal pressure (wheel load) control gain concerned So that clearly from the place which attaches and shows the underline of a continuous line to drawing 7 R> 7 The suspension cylinder internal pressure (wheel load) of forward left ring 11floor line falls [ the same amount as the amount of suspension cylinder internal pressure (wheel load) rises (deltaKxGxXG) of forward right ring 11FR ]. Moreover, while the suspension cylinder internal pressure (wheel load) of right rear ring 11RR falls [ the same amount as the amount (deltaKxGxXG) concerned ], the suspension cylinder internal pressure (wheel load) of left rear ring 11RL rises.

[0046] For this reason, the sum of the suspension cylinder internal pressure (wheel load) concerning a right-and-left front wheel and the sum of the suspension cylinder internal pressure (wheel load) concerning a right-and-left rear wheel are kept the same as the time of said pitching control, respectively, and can attain eternally the pitching depressor effect mentioned above per drawing 4 as a result. Moreover, change of the car-body posture in the rolling direction is not produced, either, without also keeping the sum of the suspension cylinder internal pressure (wheel load) concerning a right-hand side order ring, and the sum of the suspension cylinder internal pressure (wheel load) concerning a left-hand side order ring the same as the time of said pitching control, respectively, being between right and left as a result, and being accompanied by change of the wheel-load sum. Therefore, in the gestalt of this operation, improvement in the above mentioned behavior control effectiveness can be achieved, without being accompanied by posture change of the car body in the pitching direction and the rolling direction in any way.

[0047] In addition, it is the controlled parameter KxGR of a right-hand side order ring conversely that it can set to step 39 in step 40 when distinguishing, if behavior control by the automatic braking system of a forward left ring is performed at step 35 of drawing 3 . While setting up, respectively (KxG-delta KxG), it is the controlled parameter KxGL of a left-hand side order ring. After setting up, respectively (KxG+delta KxG), control is advanced to steps 37 and 38. In this case, the suspension cylinder internal pressure variation deltaP (wheel-load variation) property of each wheel becomes what replaced property alphaFR concerning a forward right ring, and property alphafloor line concerning a forward left ring in drawing 5 , and replaced property betaRR concerning a right rear ring, and property betaRL concerning a left rear ring.

[0048] The suspension cylinder internal pressure (wheel load) of forward left ring 11floor line is

braking deceleration XG from alpha at the time of said pitching control conversely as this accumulates and the underline of a continuous line is attached and shown in drawing 7 . It increases as it responded ( $\Delta K_X G_X XG$ ). The suspension cylinder internal pressure (wheel load) of forward right ring 11FR is braking deceleration XG from alpha at the time of said pitching control. It falls as it responded ( $\Delta K_X G_X XG$ ). The suspension cylinder internal pressure (wheel load) of left rear ring 11RL is braking deceleration XG from beta at the time of said pitching control. It falls as it responded ( $\Delta K_X G_X XG$ ). The suspension cylinder internal pressure (wheel load) of right rear ring 11RR is braking deceleration XG from beta at the time of said pitching control. It increases as it responded ( $\Delta K_X G_X XG$ ).

[0049] By the above, the suspension cylinder internal pressure (wheel load) of the forward left ring 11floor line concerned will rise during the behavior control by the automatic braking system of forward left ring 11floor line, the automatic brake force of the part and forward left ring 11floor line can be increased, and the behavior control effectiveness can be raised. And the sum of the suspension cylinder internal pressure (wheel load) concerning a right-and-left front wheel also in this case, While the sum of the suspension cylinder internal pressure (wheel load) concerning a right-and-left rear wheel is kept the same as the time of said pitching control, respectively and can attain eternally the pitching depressor effect mentioned above per drawing 4 as a result The sum of the suspension cylinder internal pressure (wheel load) concerning a right-hand side order ring, Change of the car-body posture in the rolling direction is not produced, either without also keeping the sum of the suspension cylinder internal pressure (wheel load) concerning a left-hand side order ring the same as the time of said pitching control, respectively, being between right and left as a result, and being accompanied by change of the wheel-load sum.

[0050] In addition, variation  $\Delta K_X G$  (refer to drawing 5 and drawing 7 ) of the above mentioned suspension cylinder internal pressure (wheel load) control gain Enlarging according to the automatic brake forces FVL and FVR of a right-and-left front wheel so that it may illustrate to drawing 6 Although it is desirable when realizing improvement in said behavior control effectiveness certainly, it cannot be overemphasized that it is good to prevent that set an upper limit to variation  $\Delta K_X G$  of control gain anyway as shown in this drawing, and this becomes excessive, and a car posture becomes unnatural.

[0051] Moreover, although explained as performing behavior control of a car because the car behavior control device 23 shown in drawing 1 brakes only a right-and-left front wheel by the automatic braking system alternatively in the gestalt of the above-mentioned implementation [ when the alternative automatic braking system of a right-and-left rear wheel performs behavior control ] by the same view That is, it falls by the load with the wheel load of the wheel which is in a cross direction the opposite side to this same so that the load of the wheel in an automatic braking system may increase. the wheel which went up the load, and the cross direction — so that it may fall by the load with the same wheel load of other wheels in the same side and may go up by the load with the wheel load of the wheel by the side of cross direction the opposite same [ the wheel concerned ] the same operation effectiveness can be attained by changing the suspension cylinder internal pressure (wheel load) control gain concerning each wheel — it is natural.

[0052] In addition, although not illustrated Gas spring 13f which a suspension shows to drawing 1 Orifice 13g in an inlet-port path By changing opening etc. When it is what can control the damping force of a shock absorber, In the transition stage which produces pitching movement with which a car body is called a nose dive by the automatic braking system for behavior control the wheel load to each wheel Since it can adjust by the attenuation force control, the shock-absorber damping force of each wheel is changed separately, the wheel load of the wheel in an automatic braking system is raised, and improvement in the behavior control effectiveness can be similarly aimed at in the gestalt of said operation. In this case, although the rise of the wheel load concerned cannot expect improvement in the behavior control effectiveness only in the transition stage concerned only in change (pitching movement) of the car-body posture by the automatic braking system, since the shock-absorber attenuation force control system is cheaper than the aforementioned pitching control unit, much more cheap-ization is realizable.

[0053] Posture change of the car body accompanying an automatic braking system is a nose dive here. From the shock absorber of a front-wheel suspension performing contraction actuation, and the shock absorber of a rear wheel suspension performing expanding actuation conversely When the wheel in an automatic braking system is a front wheel, the rise of a wheel load can be realized by raising the shock-absorber damping force of the front wheel concerned. Moreover, when the wheel in an automatic braking system is a rear wheel, the rise of a wheel load can be realized by reducing the shock-absorber damping force of the rear wheel concerned.

---

[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-217017

(43) 公開日 平成11年(1999) 8月10日

(51) Int. Cl. <sup>6</sup>

B60G 17/015

識別記号

F I

B60G 17/015

B

A

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全12頁)

(21) 出願番号 特願平10-20652

(22) 出願日 平成10年(1998) 2月2日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 福山 研輔

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産  
自動車株式会社内

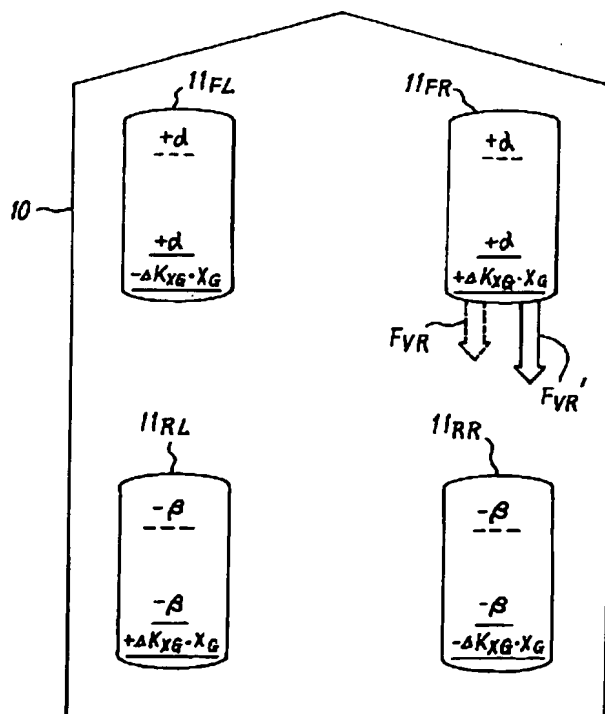
(74) 代理人 弁理士 杉村 暁秀 (外8名)

(54) 【発明の名称】 挙動制御装置搭載車のサスペンション制御装置

(57) 【要約】

【課題】 自動ブレーキによる挙動制御効果の向上を可能にしたサスペンションシリンダ内圧制御を提供し、好ましくはこの際、車体姿勢変化を皆無にする。

【解決手段】 挙動制御の非動作中は破線アンダーラインの如く、前輪11<sub>FL</sub>, 11<sub>FL</sub>のシリンダ内圧を減速度に応じ $\alpha$ だけ上昇させ、後輪11<sub>RL</sub>, 11<sub>RL</sub>のシリンダ内圧を減速度に応じ $\beta$ だけ低下させ、ピッチングを抑制する。右前輪11<sub>FL</sub>の制動 $F_{VR}$ による挙動制御中は実線アンダーラインの如く、そのシリンダ内圧を減速度 $X_G$ に応じた $(\Delta K_{XG} \times X_G)$ だけ上昇させ、同じ量だけ、左前輪11<sub>FL</sub>のシリンダ内圧を低下させ、右後輪11<sub>RL</sub>のシリンダ内圧を低下させ、左後輪11<sub>RL</sub>のシリンダ内圧を上昇させる。右前輪11<sub>FL</sub>は内圧上昇で制動力を $F_{VR}$ へと増大されて挙動制御効果を高め、左右前輪シリンダ内圧和と左右後輪シリンダ内圧和が同じで、ピッチング姿勢が不変であり、右側前後輪シリンダ内圧和と左側前後輪シリンダ内圧和も同じで、ローリング姿勢も不変である。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 自動ブレーキにより車両水平面挙動を制御するようにした車両挙動制御装置を具え、各車輪への車輪荷重を個々に制御可能なサスペンションにより車輪を懸架した車両において、

前記車両挙動制御装置による車両挙動制御時は非制御時よりも、前記自動ブレーキ中における車輪の車輪荷重を上昇させるべく前記サスペンションを制御するよう構成してなることを特徴とする挙動制御装置搭載車のサスペンション制御装置。

【請求項2】 請求項1において、前記サスペンションが制動減速度に応じ各車輪の車輪荷重を個々に制御して車両のピッチングを抑制するようにしたものである場合、前記制動減速度に対する車輪荷重制御ゲインを変更することにより自動ブレーキ中における車輪の車輪荷重を上昇させるよう構成したことを特徴とする挙動制御装置搭載車のサスペンション制御装置。

【請求項3】 請求項2において、前記荷重を上昇された車輪とは車幅方向正反対側の車輪の車輪荷重が同じ荷重分だけ低下されるよう当該車輪に係わる荷重制御ゲインを変更するよう構成したことを特徴とする挙動制御装置搭載車のサスペンション制御装置。

【請求項4】 請求項3において、前記荷重を上昇された車輪と車幅方向同じ側にある他の車輪の車輪荷重が同じ荷重分だけ低下されるよう当該車輪に係わる荷重制御ゲインを変更すると共に、当該車輪とは車幅方向正反対側の車輪の車輪荷重が同じ荷重分だけ上昇されるよう当該車輪に係わる荷重制御ゲインを変更するよう構成したことを特徴とする挙動制御装置搭載車のサスペンション制御装置。

【請求項5】 請求項2乃至4のいずれか1項において、各車輪に係わる荷重制御ゲインの変更量に制限を設定したことを特徴とする挙動制御装置搭載車のサスペンション制御装置。

【請求項6】 請求項1において、前記サスペンションがショックアブソーバの減衰力を変更することにより各車輪への過渡的な車輪荷重を個々に制御可能なものである場合、該ショックアブソーバの減衰力変更制御により自動ブレーキ中における車輪の車輪荷重を上昇させるよう構成したことを特徴とする挙動制御装置搭載車のサスペンション制御装置。

【請求項7】 請求項6において、自動ブレーキ中における車輪が前輪である場合、当該前輪のショックアブソーバ減衰力を上昇させて過渡的な車輪荷重を上昇させるよう構成したことを特徴とする挙動制御装置搭載車のサスペンション制御装置。

【請求項8】 請求項6において、自動ブレーキ中における車輪が後輪である場合、当該後輪のショックアブソーバ減衰力を低下させて過渡的な車輪荷重を上昇させるよう構成したことを特徴とする挙動制御装置搭載車のサ

スペンション制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、自動ブレーキにより車両水平面挙動を制御するようにした挙動制御装置を搭載する車両の、挙動制御効果の向上を狙ったサスペンション制御装置に関し、更には、車両の姿勢変化をできるだけ抑制しつつ当該挙動制御効果の向上を実現し得るようにしたサスペンション制御装置に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】 車両の挙動制御装置としては、例えば特開平7-89427号公報に記載されているように、各輪個別の自動ブレーキにより車両水平面挙動を、目標通りのものとなるよう制御するようにしたものが知られている。この挙動制御装置は、推定した車両の横滑りが設定値よりも大きい時、これを小さくするように対応車輪を自動ブレーキにより制動することで、車両の走行安定性を向上させるものである。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題】 ところで従来の挙動制御装置にあって挙動制御効果を高めるに際しては、自動ブレーキにより制動することとなった車輪へのブレーキ液圧を増大させて自動ブレーキ力を大きくするしかないが、この対策では氷結路などの摩擦係数の極く低い路面において車輪のスリップにより車両が挙動不安定になるという新たな問題を生ずる。

【0004】 請求項1に記載の第1発明は、自動ブレーキ力を大きくするに当たって、自動ブレーキにより制動することとなった車輪の車輪荷重を大きくすることにより自動ブレーキ力を増大させるようにすれば、低摩擦路面においても上記新たな挙動不安定を生ずることなく挙動制御効果を高めることができるとの観点から、この着想を具体化したサスペンション制御装置を提案することを目的とする。

【0005】 請求項2に記載の第2発明は、サスペンションがピッチング制御装置を具える場合において好適に第1発明の作用効果を達成し得るようにしたサスペンション制御装置を提案することを目的とする。

【0006】 請求項3に記載の第3発明は、ピッチング制御装置によるピッチング抑制効果を維持しつつ第2発明の作用効果を達成し得るようにしたサスペンション制御装置を提案することを目的とする。

【0007】 請求項4に記載の第4発明は、車両のローリング方向における姿勢変化をも生ずることなく第3発明の作用効果を達成し得るようにしたサスペンション制御装置を提案することを目的とする。

【0008】 請求項5に記載の第5発明は、第2発明～第4発明において車両姿勢が不自然になることのないようにしたサスペンション制御装置を提案することを目的

10

20

30

40

50

とする。

【0009】請求項6に記載の第6発明は、サスペンションがショックアブソーバの減衰力を変更可能なものである場合において好適に第1発明の作用効果を達成し得るようにしたサスペンション制御装置を提案することを目的とする。

【0010】請求項7に記載の第7発明は、自動ブレーキにより制動される車輪が前輪である場合において好適に第6発明の作用効果を達成し得るようにしたサスペンション制御装置を提案することを目的とする。

【0011】請求項8に記載の第8発明は、自動ブレーキにより制動される車輪が後輪である場合において好適に第6発明の作用効果を達成し得るようにしたサスペンション制御装置を提案することを目的とする。

【0012】

【課題を解決するための手段】これらの目的のため、先ず第1発明による挙動制御装置搭載車のサスペンション制御装置は、自動ブレーキにより車両水平面挙動を制御するようにした車両挙動制御装置を具え、各車輪への車輪荷重を個々に制御可能なサスペンションにより車輪を懸架した車両において、前記車両挙動制御装置による車両挙動制御時は非制御時よりも、前記自動ブレーキ中における車輪の車輪荷重を上昇させるべく前記サスペンションを制御するよう構成したことを特徴とするものである。

【0013】第2発明による挙動制御装置搭載車のサスペンション制御装置は、第1発明において、前記サスペンションが制動減速度に応じ各車輪の車輪荷重を個々に制御して車両のピッチングを抑制するようにしたものである場合、前記制動減速度に対する車輪荷重制御ゲインを変更することにより自動ブレーキ中における車輪の車輪荷重を上昇させるよう構成したことを特徴とするものである。

【0014】第3発明による挙動制御装置搭載車のサスペンション制御装置は、第2発明において、前記荷重を上昇された車輪とは車幅方向正反対側の車輪の車輪荷重が同じ荷重分だけ低下されるよう当該車輪に係わる荷重制御ゲインを変更するよう構成したことを特徴とするものである。

【0015】第4発明による挙動制御装置搭載車のサスペンション制御装置は、第3発明において、前記荷重を上昇された車輪と車幅方向同じ側にある他の車輪の車輪荷重が同じ荷重分だけ低下されるよう当該車輪に係わる荷重制御ゲインを変更すると共に、当該車輪とは車幅方向正反対側の車輪の車輪荷重が同じ荷重分だけ上昇されるよう当該車輪に係わる荷重制御ゲインを変更するよう構成したことを特徴とするものである。

【0016】第5発明による挙動制御装置搭載車のサスペンション制御装置は、第2発明乃至第4発明のいずれかにおいて、各車輪に係わる荷重制御ゲインの変更量に

制限を設定したことを特徴とするものである。

【0017】第6発明による挙動制御装置搭載車のサスペンション制御装置は、第1発明において、前記サスペンションがショックアブソーバの減衰力を変更することにより各車輪への過渡的な車輪荷重を個々に制御可能なものである場合、該ショックアブソーバの減衰力変更制御により自動ブレーキ中における車輪の車輪荷重を上昇させるよう構成したことを特徴とするものである。

10 【0018】第7発明による挙動制御装置搭載車のサスペンション制御装置は、第6発明において、自動ブレーキ中における車輪が前輪である場合、当該前輪のショックアブソーバ減衰力を上昇させて過渡的な車輪荷重を上昇させるよう構成したことを特徴とするものである。

【0019】第8発明による挙動制御装置搭載車のサスペンション制御装置は、第6発明において、自動ブレーキ中における車輪が後輪である場合、当該後輪のショックアブソーバ減衰力を低下させて過渡的な車輪荷重を上昇させるよう構成したことを特徴とするものである。

【0020】

20 【発明の効果】第1発明によるサスペンション制御装置においては、車両挙動制御装置が自動ブレーキにより車両水平面挙動を制御している間、当該挙動制御の非動作中におけるよりも、自動ブレーキ中における車輪の車輪荷重が上昇するようサスペンションを制御する。これがため、自動ブレーキにより制動されている車輪の制動力が荷重増大分だけ大きくなって、挙動制御効果を向上させることができる。しかも、当該挙動制御効果の向上をブレーキ液圧の上昇に頼ることなく達成するために、氷結路などの摩擦係数の極く低い路面において車輪のスリップにより車両が挙動不安定になるという新たな問題を生ずることがない。

30 【0021】第2発明においては、サスペンションが制動減速度に応じ各車輪の車輪荷重を個々に制御して車両のピッチングを抑制するが、自動ブレーキによる挙動制御に伴って車両減速度が発生する場合も、サスペンションは同様な車輪荷重の制御により車両のピッチング抑制作用を行う。ところで、かかる自動ブレーキによる挙動制御中のピッチング制御に際しては、制動減速度に対する車輪荷重制御ゲインを変更することにより自動ブレーキ中における車輪の車輪荷重を上昇させる。

40 【0022】よって第2発明においても、車両挙動制御装置が自動ブレーキにより車両水平面挙動を制御している間、挙動制御の非動作中におけるよりも、自動ブレーキ中における車輪の車輪荷重が上昇されることとなり、自動ブレーキにより制動されている車輪の制動力が荷重増大分だけ大きくなって、挙動制御効果を向上させることができると共に、当該挙動制御効果の向上をブレーキ液圧の上昇に頼ることなく達成するために、氷結路などの摩擦係数の極く低い路面において車輪のスリップにより車両が挙動不安定になるという新たな問題を生ずるこ



ともない。しかも、既存のピッチング制御における車輪荷重制御ゲインを変更するだけで第1発明と同様の目的を達成することができ、コスト上大いに有利である。

【0023】第3発明は、第2発明において荷重を上昇された車輪とは車幅方向正反対側の車輪の車輪荷重が同じ荷重分だけ低下されるよう当該車輪に係わる荷重制御ゲインを変更する。これがため、荷重を上昇された車輪の車輪荷重と、車幅方向正反対側における車輪の車輪荷重との和が不変に維持されることとなり、ピッチング抑制効果を維持しつつ第2発明の作用効果を達成することができて大いに有利である。

【0024】第4発明は、第3発明において荷重を上昇された車輪と車幅方向同じ側にある他の車輪の車輪荷重が同じ荷重分だけ低下されるよう当該車輪に係わる荷重制御ゲインを変更すると共に、当該車輪とは車幅方向正反対側の車輪の車輪荷重が同じ荷重分だけ上昇されるよう当該車輪に係わる荷重制御ゲインを変更する。これがため、第3発明において荷重を上昇された車輪の車輪荷重と、当該車輪と車幅方向同じ側にある他の車輪の車輪荷重との和、および、車幅方向反対側における前後輪の車輪荷重和が相互に同じに維持されることとなり、ローリング方向における車体姿勢も不変に維持しつつ第2発明の作用効果を達成することができて大いに有利である。

【0025】第5発明においては、第2発明乃至第4発明において変更する荷重制御ゲインの変更量に制限を設けたから、これが過大になって車両姿勢が不自然になるのを防止することができる。

【0026】第6発明においては、第1発明におけるサスペンションがショックアブソーバの減衰力を変更することにより各車輪への過渡的な車輪荷重を個々に制御可能なものである場合、該ショックアブソーバの減衰力変更制御により自動ブレーキ中における車輪の車輪荷重を上昇させる。この場合、当該車輪荷重の上昇が自動ブレーキによる車体姿勢の変化中のみで、当該過渡期においてしか第1発明と同様の作用効果を達成することができないが、ショックアブソーバ減衰力制御システムが前記のピッチング制御装置よりも安価であるために一層の低廉化を実現することができる。

【0027】なお、自動ブレーキ中における車輪が前輪である場合、第7発明におけるように当該前輪のショックアブソーバ減衰力を上昇させることで車輪荷重の上昇を実現することができ、また、自動ブレーキ中における車輪が後輪である場合、第8発明におけるように当該後輪のショックアブソーバ減衰力を低下させることで車輪荷重の上昇を実現することができる。

【0028】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を図面に基づき詳細に説明する。図1は、本発明の一実施の形態になるサスペンション制御装置のシステム図で、この

図において、10は車体、11<sub>fl</sub>は左前輪、11<sub>fr</sub>は右前輪、11<sub>rl</sub>は左後輪、11<sub>rr</sub>は右後輪をそれぞれ示す。

【0029】車輪11<sub>fl</sub>、11<sub>fr</sub>、11<sub>rl</sub>、11<sub>rr</sub>はそれぞれ、対応する個々のサスペンションメンバー12<sub>fl</sub>、12<sub>fr</sub>、12<sub>rl</sub>、12<sub>rr</sub>を介して車体1に、上下方向ストローク可能に支持し、これらサスペンションメンバー12<sub>fl</sub>、12<sub>fr</sub>、12<sub>rl</sub>、12<sub>rr</sub>と車体10との間にそれぞれ、対応車輪の上下動に対して緩衝機能と振動減衰機能とを付与するサスペンションシリンダ13<sub>fl</sub>、13<sub>fr</sub>、13<sub>rl</sub>、13<sub>rr</sub>を架設する。なおサスペンションシリンダ13<sub>fl</sub>、13<sub>fr</sub>、13<sub>rl</sub>、13<sub>rr</sub>はそれぞれ、実際には図1の図面直角方向に延在しているものであるが、図1では説明の便宜上、図面に沿うよう延在させて示した。

【0030】各サスペンションシリンダ13<sub>fl</sub>、13<sub>fr</sub>、13<sub>rl</sub>、13<sub>rr</sub>はそれぞれ、シリンダ本体13<sub>i</sub>内にピストン13<sub>p</sub>を摺動自在に嵌合し、ピストン13<sub>p</sub>に一体のピストンロッド13<sub>r</sub>をシリンダ本体13<sub>i</sub>の上端から抜き差し可能に突出させ、シリンダ本体13<sub>i</sub>の突出端およびピストンロッド13<sub>r</sub>間にサスペンションスプリング13<sub>s</sub>を縮設してシリンダ伸長方向のスプリング力を作用されている構成とする。

【0031】サスペンションシリンダ13<sub>fl</sub>、13<sub>fr</sub>、13<sub>rl</sub>、13<sub>rr</sub>はそれぞれ、ピストンロッド13<sub>r</sub>の突出端を車体10に、またシリンダ本体13<sub>i</sub>の下端をサスペンションメンバー12<sub>fl</sub>、12<sub>fr</sub>、12<sub>rl</sub>、12<sub>rr</sub>に連結して実用に供し、サスペンションスプリング13<sub>s</sub>により対応車輪のバウンド、リバウンド時において要求される緩衝機能を発揮するものとする。これがため、ピストン13<sub>p</sub>はその前後室間を連通するピストン連通孔13<sub>c</sub>を有してシリンダ本体13<sub>i</sub>内でストローク可能とし、さらに当該ストロークにともないピストンロッド13<sub>r</sub>がシリンダ本体13<sub>i</sub>に対し進退する時におけるピストンロッド進入体積分または退出体積分の容積変化をガスバネ13<sub>g</sub>により吸収してピストン13<sub>p</sub>のストロークを補償する。そして、ガスバネ13<sub>g</sub>の入口通路にオリフィス13<sub>o</sub>を挿置し、これを作動油が通過する時の流動抵抗で、対応車輪のバウンド、リバウンド時において要求される振動減衰機能を生起させるものとする。

【0032】各サスペンションシリンダ13<sub>fl</sub>、13<sub>fr</sub>、13<sub>rl</sub>、13<sub>rr</sub>の内圧、従って各車輪11<sub>fl</sub>、11<sub>fr</sub>、11<sub>rl</sub>、11<sub>rr</sub>の車輪荷重を個々に制御する圧力制御弁14<sub>fl</sub>、14<sub>fr</sub>、14<sub>rl</sub>、14<sub>rr</sub>を設け、これら圧力制御弁の出力ポートを対応するサスペンションシリンダのシリンダ本体13<sub>i</sub>に通じさせる。圧力制御弁14<sub>fl</sub>、14<sub>fr</sub>、14<sub>rl</sub>、14<sub>rr</sub>の入力ポートには、圧力源15からの共通な圧力供給回路16を接続し、又ドレンポートには、圧力源15に戻る共通な圧力排除回路

17を接続する。ここで圧力源15は、圧力供給回路16に常時一定の圧力を供給し続けるものとし、当該圧力供給回路16にはこの一定圧を蓄えておくアキュムレータ18、19を接続して設ける。

【0033】なお圧力制御弁14<sub>FL</sub>、14<sub>FR</sub>、14<sub>RL</sub>、14<sub>RR</sub>はそれぞれ、回路16およびアキュムレータ18、19からの一定油圧をシリンダ本体13、内に補充したり、シリンダ本体13、内の圧力を回路17よりドレンすることにより、サスペンションシリンダ13<sub>FL</sub>、13<sub>FR</sub>、13<sub>RL</sub>、13<sub>RR</sub>の内圧（車輪11<sub>FL</sub>、11<sub>FR</sub>、11<sub>RL</sub>、11<sub>RR</sub>の車輪荷重）を、制御電流 $i$ （ $i_{FL}$ 、 $i_{FR}$ 、 $i_{RL}$ 、 $i_{RR}$ ）に応じた値に制御するものとする。ここで圧力制御弁14<sub>FL</sub>、14<sub>FR</sub>、14<sub>RL</sub>、14<sub>RR</sub>への制御電流 $i$ （ $i_{FL}$ 、 $i_{FR}$ 、 $i_{RL}$ 、 $i_{RR}$ ）と、サスペンションシリンダ13<sub>FL</sub>、13<sub>FR</sub>、13<sub>RL</sub>、13<sub>RR</sub>の内圧とは、図2に例示するとき比例関係にあり、制御電流 $i$ を最小値 $i_{min}$ と最大値 $i_{max}$ との間で変化させる間、サスペンションシリンダ内圧が最小圧 $P_{min}$ と最大圧 $P_{max}$ との間で変化されるものとする。

【0034】圧力制御弁14<sub>FL</sub>、14<sub>FR</sub>、14<sub>RL</sub>、14<sub>RR</sub>への制御電流 $i_{FL}$ 、 $i_{FR}$ 、 $i_{RL}$ 、 $i_{RR}$ は、コントローラ21によりこれらを決定する。これがためコントローラ21には、車両の前後加速度 $X_c$ （ここでは減速度を正とする）を検出する前後加速度センサ22からの信号と、車両挙動制御装置23が挙動制御を行っている作動中に出力する、何れの車輪にどの程度の自動ブレーキ液圧が指令されているかを含んだ挙動制御信号VDCとをそれぞれ入力する。

【0035】ここで車両挙動制御装置23は、例えば前記した特開平7-89427号公報に記載されているように、各輪個別の自動ブレーキにより車両水平面挙動を目標通りのものとなるよう制御する周知のものであるが、本実施の形態においては特に、左右前輪を選択的に自動ブレーキにより制動して車両の挙動制御を遂行するものとする。

【0036】上記実施の形態においてコントローラ21は、定時割り込みにより図3の制御プログラムを繰り返し実行して、以下のごとくに圧力制御弁14<sub>FL</sub>、14<sub>FR</sub>、14<sub>RL</sub>、14<sub>RR</sub>の制御電流 $i_{FL}$ 、 $i_{FR}$ 、 $i_{RL}$ 、 $i_{RR}$ を決定し、本発明が狙いとするサスペンション制御を遂行する。つまり先ずステップ31において、センサ22で検出した車両の前後加速度 $X_c$ を読み込み、次いでステップ32において、挙動制御信号VDCから挙動制御用の右前輪自動ブレーキ力 $F_{r1}$ を演算し、更にステップ33において、挙動制御信号VDCから挙動制御用の左前輪自動ブレーキ力 $F_{l1}$ を演算する。

【0037】ステップ34では、右前輪自動ブレーキ力 $F_{r1}$ が発生しているか否かにより、右前輪の自動ブレーキによる挙動制御が行われているか否かを判定し、ステップ35では、左前輪自動ブレーキ力 $F_{l1}$ が発生してい

るか否かにより、左前輪の自動ブレーキによる挙動制御が行われているか否かを判定する。ステップ34、35において、左右前輪の自動ブレーキによる挙動制御が行われていないと判別した場合は、ステップ36において、従前通りに例えば図4のごとく、制動減速度 $X_c$ に対して前後輪のサスペンションシリンダ内圧変化量 $\Delta P$ （前輪の荷重増大、後輪の荷重減少）がそれぞれ $\alpha$ および $\beta$ のようなものとなるよう、制動減速度 $X_c$ に対する前後輪サスペンションシリンダ内圧制御ゲイン（前後輪荷重制御ゲイン）をそれぞれ $+K_{rc}$ 、 $-K_{lc}$ にするために、右前後輪の制御定数 $K_{rc}$ 、および左前後輪の制御定数 $K_{lc}$ を共に同じ $K_{rc}$ に設定する。

【0038】次いでステップ37において、右前輪11<sub>FR</sub>の目標シリンダ内圧（目標車輪荷重） $P_{FR}$ 、左前輪11<sub>FL</sub>の目標シリンダ内圧（目標車輪荷重） $P_{FL}$ 、右後輪11<sub>RR</sub>の目標シリンダ内圧（目標車輪荷重） $P_{RR}$ 、左後輪11<sub>RL</sub>の目標シリンダ内圧（目標車輪荷重） $P_{RL}$ をそれぞれ次式の演算により求める。ここで、静荷重時における右前輪のサスペンションシリンダ内圧は $P_{FR0}$ 、左前輪のサスペンションシリンダ内圧は $P_{FL0}$ 、右後輪のサスペンションシリンダ内圧は $P_{RR0}$ 、左後輪のサスペンションシリンダ内圧は $P_{RL0}$ であるものとする。

$$P_{FR} = P_{FR0} + K_{rc} \cdot X_c \cdots (1)$$

$$P_{FL} = P_{FL0} + K_{lc} \cdot X_c \cdots (2)$$

$$P_{RR} = P_{RR0} - K_{rc} \cdot X_c \cdots (3)$$

$$P_{RL} = P_{RL0} - K_{lc} \cdot X_c \cdots (4)$$

【0039】次のステップ38では、上記のようにして求めた右前輪目標シリンダ内圧 $P_{FR}$ 、左前輪目標シリンダ内圧 $P_{FL}$ 、右後輪目標シリンダ内圧 $P_{RR}$ 、左後輪目標シリンダ内圧 $P_{RL}$ をそれぞれ達成するための、右前輪用圧力制御弁14<sub>FR</sub>への制御電流 $i_{FR}$ 、左前輪用圧力制御弁14<sub>FL</sub>への制御電流 $i_{FL}$ 、右後輪用圧力制御弁14<sub>RR</sub>への制御電流 $i_{RR}$ 、および左後輪用圧力制御弁14<sub>RL</sub>への制御電流 $i_{RL}$ を、図2に例示するようなマップ検索により求め、これらに対応する圧力制御弁に出力して各車輪のサスペンションシリンダ内圧（車輪荷重）を上記の目標値にする。

【0040】以上によって、ステップ34、35で左右前輪の自動ブレーキによる挙動制御が行われていないと判別する間は、右前輪11<sub>FR</sub>および左前輪11<sub>FL</sub>のサスペンションシリンダ内圧（車輪荷重）がそれぞれ図7に破線のアンダーラインを付して示すように、制動減速度 $X_c$ に応じ図4の $\alpha$ で示すごとくに上昇され、逆に右後輪11<sub>RR</sub>および左後輪11<sub>RL</sub>のサスペンションシリンダ内圧（車輪荷重）がそれぞれ図7に破線のアンダーラインを付して示すように、制動減速度 $X_c$ に応じ図4の $\beta$ で示すごとくに低下される。これがため制動減速度 $X_c$ に伴うピッチングが抑制されることとなり、しかも図4の $\alpha$ 、 $\beta$ を従前通り、ピッチングを0にするほどではない程度に抑えることから、挙動制御の非動作中において

は従来通りに好適な制動感を演出しつつ適当なピッチング抑制効果を生起させることができる。

【0041】ところで、ステップ34、35で左右前輪の自動ブレーキによる挙動制御が行われていると判別する間は、各車輪のサスペンションシリンダ内圧（車輪荷重）を以下のごとくに制御する。まず、ステップ34で右前輪の自動ブレーキによる挙動制御が行われていると判別する場合の作用を説明する。

【0042】この場合はステップ39において、例えば図5のごとく、制動減速度 $X_c$ に対して右側前後輪11<sub>r</sub>、11<sub>rl</sub>のサスペンションシリンダ内圧変化量 $\Delta P$ （前輪のシリンダ内圧増大量、後輪のシリンダ内圧減少量）がそれぞれ、図4に示した $\alpha$ 、 $\beta$ よりも $\Delta K_{rc}$ だけ大きな勾配を持った破線で示す $\alpha_{r1}$ 、 $\beta_{r1}$ となるよう、制動減速度 $X_c$ に対する右側前後輪サスペンションシリンダ内圧制御ゲイン（右側前後輪荷重制御ゲイン）をそれぞれ $+(K_{rc} + \Delta K_{rc})$ 、 $-(K_{rc} + \Delta K_{rc})$ にするために、右側前後輪の制御定数 $K_{rc1}$ をそれぞれ $(K_{rc} + \Delta K_{rc})$ に設定すると共に、同じく図5に例示のごとく、制動減速度 $X_c$ に対して左側前後輪11<sub>rl</sub>、11<sub>l</sub>のサスペンションシリンダ内圧変化量 $\Delta P$ （前輪のシリンダ内圧増大量、後輪のシリンダ内圧減少量）がそれぞれ、図4に示した $\alpha$ 、 $\beta$ よりも $\Delta K_{lc}$ だけ小さな勾配を持った1点鎖線で示す $\alpha_{rl}$ 、 $\beta_{rl}$ となるよう、制動減速度 $X_c$ に対する左側前後輪サスペンションシリンダ内圧制御ゲイン（左側前後輪荷重制御ゲイン）をそれぞれ $+(K_{lc} - \Delta K_{lc})$ 、 $-(K_{lc} - \Delta K_{lc})$ にするために、左側前後輪の制御定数 $K_{lc1}$ をそれぞれ $(K_{lc} - \Delta K_{lc})$ に設定する。

【0043】ステップ37、38では、以上のようにして求めた右側前後輪の制御定数 $K_{rc1}$ および左側前後輪の制御定数 $K_{lc1}$ を用いて前記したと同様の処理を行うことにより、各車輪のサスペンションシリンダ内圧（車輪荷重）を、ステップ37で演算した目標値にするが、右前輪11<sub>r</sub>に図7の自動ブレーキ力 $F_{r1}$ を付与して行う当該挙動制御中は、右側前後輪の制御定数 $K_{rc1}$ および左側前後輪の制御定数 $K_{lc1}$ をそれぞれ上記のように設定することから、以下の作用効果を得ることができる。つまり、制御定数 $K_{rc1}$ 、 $K_{lc1}$ の上記の設定によれば、図7に実線のアンダーラインを付して示すように、右前輪11<sub>r</sub>のサスペンションシリンダ内圧（車輪荷重）が前記ピッチング制御時の $\alpha$ よりも制動減速度 $X_c$ に応じた $(\Delta K_{rc} \times X_c)$ だけ増大され（図5の $\alpha_{r1}$ 参照）、左前輪11<sub>rl</sub>のサスペンションシリンダ内圧（車輪荷重）が前記ピッチング制御時の $\alpha$ よりも制動減速度 $X_c$ に応じた $(\Delta K_{lc} \times X_c)$ だけ低下され（図5の $\alpha_{rl}$ 参照）、右後輪11<sub>l</sub>のサスペンションシリンダ内圧（車輪荷重）が前記ピッチング制御時の $\beta$ よりも制動減速度 $X_c$ に応じた $(\Delta K_{rc} \times X_c)$ だけ低下され（図5の $\beta_{rl}$ 参照）、左後輪11<sub>l</sub>のサスペンションシ

リンダ内圧（車輪荷重）が前記ピッチング制御時の $\beta$ よりも制動減速度 $X_c$ に応じた $(\Delta K_{rc} \times X_c)$ だけ増大される（図5の $\beta_{r1}$ 参照）。

【0044】以上により、右前輪11<sub>r</sub>の自動ブレーキ（図7の $F_{r1}$ 参照）による挙動制御中は、当該右前輪11<sub>r</sub>のサスペンションシリンダ内圧（車輪荷重）が上昇されることとなり、その分、右前輪11<sub>r</sub>の自動ブレーキ力を図7の $F_{r1}$ から $F_{r1}'$ へと増大させて、挙動制御効果を向上させることができる。しかも、当該挙動制御効果の向上をブレーキ液圧の上昇に頼ることなく達成するために、氷結路などの摩擦係数の極く低い路面において車輪のスリップにより車両が挙動不安定になるという新たな問題を生ずることがない。

【0045】更に本実施の形態においては、上記挙動制御効果の向上を、既存のピッチング制御におけるサスペンションシリンダ内圧（車輪荷重）制御ゲインの変更だけで実現し得るため、コスト上大いに有利である。そして、当該サスペンションシリンダ内圧（車輪荷重）制御ゲインの変更を本実施の形態におけるように行えば、図7に実線のアンダーラインを付して示すところから明らかに、右前輪11<sub>r</sub>のサスペンションシリンダ内圧（車輪荷重）上昇量 $(\Delta K_{rc} \times X_c)$ と同じ量だけ左前輪11<sub>rl</sub>のサスペンションシリンダ内圧（車輪荷重）が低下され、また当該量 $(\Delta K_{rc} \times X_c)$ と同じ量だけ右後輪11<sub>l</sub>のサスペンションシリンダ内圧（車輪荷重）が低下されると共に、左後輪11<sub>l</sub>のサスペンションシリンダ内圧（車輪荷重）が上昇される。

【0046】このため、左右前輪に係わるサスペンションシリンダ内圧（車輪荷重）の和と、左右後輪に係わるサスペンションシリンダ内圧（車輪荷重）の和とがそれぞれ、前記ピッチング制御時と同じに保たれ、結果として、図4につき前述したピッチング抑制効果を不変に達成することができる。また、右側前後輪に係わるサスペンションシリンダ内圧（車輪荷重）の和と、左側前後輪に係わるサスペンションシリンダ内圧（車輪荷重）の和もそれぞれ、前記ピッチング制御時と同じに保たれ、結果として、左右間で車輪荷重和の変化を伴うことなく、ローリング方向における車体姿勢の変化も生ずることがない。従って本実施の形態においては、ピッチング方向およびローリング方向における車体の姿勢変化を何ら伴うことなしに、前記した挙動制御効果の向上を果たすことができる。

【0047】なお、図3のステップ35で左前輪の自動ブレーキによる挙動制御が行われていると判別する場合は、ステップ40において、ステップ39におけるとは逆に、右側前後輪の制御定数 $K_{rc1}$ をそれぞれ $(K_{rc} - \Delta K_{rc})$ に設定すると共に、左側前後輪の制御定数 $K_{lc1}$ をそれぞれ $(K_{lc} + \Delta K_{lc})$ に設定した後に、制御をステップ37、38に進める。この場合、各車輪のサスペンションシリンダ内圧変化量 $\Delta P$ （車輪荷重変化

量) 特性は、図 5 において右前輪に係わる特性  $\alpha_{r1}$  と左前輪に係わる特性  $\alpha_{r1}$  とを入れ換え、また、右後輪に係わる特性  $\beta_{r1}$  と左後輪に係わる特性  $\beta_{r1}$  とを入れ換えたものとなる。

【0048】これがため、図 7 に実線のアンダーラインを付して示すとは逆に、左前輪 11<sub>FL</sub> のサスペンションシリンダ内圧 (車輪荷重) が前記ピッチング制御時の  $\alpha$  よりも制動減速度  $X_c$  に応じた ( $\Delta K_{1c} \times X_c$ ) だけ増大され、右前輪 11<sub>FR</sub> のサスペンションシリンダ内圧

(車輪荷重) が前記ピッチング制御時の  $\alpha$  よりも制動減速度  $X_c$  に応じた ( $\Delta K_{1c} \times X_c$ ) だけ低下され、左後輪 11<sub>RL</sub> のサスペンションシリンダ内圧 (車輪荷重) が前記ピッチング制御時の  $\beta$  よりも制動減速度  $X_c$  に応じた ( $\Delta K_{1c} \times X_c$ ) だけ低下され、右後輪 11<sub>RR</sub> のサスペンションシリンダ内圧 (車輪荷重) が前記ピッチング制御時の  $\beta$  よりも制動減速度  $X_c$  に応じた ( $\Delta K_{1c} \times X_c$ ) だけ増大される。

【0049】以上により、左前輪 11<sub>FL</sub> の自動ブレーキによる挙動制御中においても、当該左前輪 11<sub>FL</sub> のサスペンションシリンダ内圧 (車輪荷重) が上昇されることとなり、その分、左前輪 11<sub>FL</sub> の自動ブレーキ力を増大させて、挙動制御効果を向上させることができる。そしてこの場合も、左右前輪に係わるサスペンションシリンダ内圧 (車輪荷重) の和と、左右後輪に係わるサスペンションシリンダ内圧 (車輪荷重) の和とがそれぞれ、前記ピッチング制御時と同じに保たれ、結果として、図 4 につき前述したピッチング抑制効果を不変に達成することができると共に、右側前後輪に係わるサスペンションシリンダ内圧 (車輪荷重) の和と、左側前後輪に係わるサスペンションシリンダ内圧 (車輪荷重) の和もそれぞれ、前記ピッチング制御時と同じに保たれ、結果として、左右間で車輪荷重和の変化を伴うこともなく、ローリング方向における車体姿勢の変化も生ずることがない。

【0050】なお、前記したサスペンションシリンダ内圧 (車輪荷重) 制御ゲインの変化量  $\Delta K_{1c}$  (図 5 および図 7 参照) は、図 6 に例示するごとく左右前輪の自動ブレーキ力  $F_{v1}$ 、 $F_{v1}$  に応じて大きくするのが、前記挙動制御効果の向上を確実に実現する上で好ましいが、いずれにしても制御ゲインの変化量  $\Delta K_{1c}$  には同図に示すごとくに上限を設定し、これが過大になって車両姿勢が不自然になるのを防止するのが良いことは言うまでもない。

【0051】また上記実施の形態においては、図 1 に示す車両挙動制御装置 23 が左右前輪のみを選択的に自動ブレーキにより制動することで車両の挙動制御を行うこととして説明したが、挙動制御を左右後輪の選択的自動ブレーキにより行う場合においても同様の考え方により、つまり自動ブレーキ中の車輪の荷重が増大されるよう、そして、これに対し車幅方向正反対側にある車輪の

車輪荷重が同じ荷重分だけ低下され、荷重を上昇された車輪と車幅方向同じ側にある他の車輪の車輪荷重が同じ荷重分だけ低下され、当該車輪とは車幅方向正反対側の車輪の車輪荷重が同じ荷重分だけ上昇されるよう、それぞれの車輪に係わるサスペンションシリンダ内圧 (車輪荷重) 制御ゲインを変更することで、同様の作用効果を達成することができること勿論である。

【0052】なお図示しなかったが、サスペンションが図 1 に示すガスバネ 13<sub>1</sub> の入口通路におけるオリフィス 13<sub>2</sub> の開度を変更する等により、ショックアブソーバの減衰力を制御することができるものである場合、挙動制御用の自動ブレーキで車体がノーズダイブと称されるピッチング運動を生ずる過渡期において各車輪への車輪荷重を、減衰力制御により加減することができることから、各車輪のショックアブソーバ減衰力を個々に変更して、自動ブレーキ中における車輪の車輪荷重を上昇させ、前記実施の形態における同様に挙動制御効果の向上を図ることができる。この場合、当該車輪荷重の上昇が自動ブレーキによる車体姿勢の変化 (ピッチング運動) 中のみで、当該過渡期においてしか挙動制御効果の向上を期待することができないが、ショックアブソーバ減衰力制御システムが前記のピッチング制御装置よりも安価であるために一層の低廉化を実現することができる。

【0053】ここで、自動ブレーキに伴う車体の姿勢変化がノーズダイブであって、前輪サスペンションのショックアブソーバが収縮動作を行い、逆に後輪サスペンションのショックアブソーバが伸長動作を行うことから、自動ブレーキ中における車輪が前輪である場合、当該前輪のショックアブソーバ減衰力を上昇させることで車輪荷重の上昇を実現することができ、また、自動ブレーキ中における車輪が後輪である場合、当該後輪のショックアブソーバ減衰力を低下させることで車輪荷重の上昇を実現することができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明の一実施の形態になる挙動制御装置搭載車のサスペンション制御装置を示すサスペンション制御系統図である。

【図 2】同サスペンション制御系統におけるサスペンションシリンダ内圧用の圧力制御弁に係わる制御特性図である。

【図 3】同実施の形態においてコントローラが実行するサスペンションシリンダ内圧制御プログラムを示すフローチャートである。

【図 4】同実施の形態において挙動制御非動作中に行われるサスペンションシリンダ内圧変化量制御の制御特性図である。

【図 5】同実施の形態において、右前輪の自動ブレーキによる挙動制御中に行われるサスペンションシリンダ内圧変化量制御の制御特性図である。

【図6】同実施の形態において設定したサスペンションシリンダ内圧制御ゲイン変化量の変化特性図である。

【図7】各車輪のサスペンションシリンダ内圧変化量を、挙動制御非動作中と挙動制御中とで比較して示す車両の模式的平面図である。

【符号の説明】

- 10 車体
- 11<sub>FL</sub> 左前輪
- 11<sub>FR</sub> 右前輪
- 11<sub>RL</sub> 左後輪
- 11<sub>RR</sub> 右後輪
- 12<sub>FL</sub> 左前輪サスペンションメンバー
- 12<sub>FR</sub> 右前輪サスペンションメンバー
- 12<sub>RL</sub> 左後輪サスペンションメンバー
- 12<sub>RR</sub> 右後輪サスペンションメンバー
- 13<sub>FL</sub> 左前輪サスペンションシリンダ

- 13<sub>FR</sub> 右前輪サスペンションシリンダ
- 13<sub>RL</sub> 左後輪サスペンションシリンダ
- 13<sub>RR</sub> 右後輪サスペンションシリンダ
- 14<sub>FL</sub> 左前輪サスペンションシリンダ用圧力制御弁
- 14<sub>FR</sub> 右前輪サスペンションシリンダ用圧力制御弁
- 14<sub>RL</sub> 左後輪サスペンションシリンダ用圧力制御弁
- 14<sub>RR</sub> 右後輪サスペンションシリンダ用圧力制御弁
- 15 油圧源
- 16 圧力供給回路
- 17 圧力排除回路
- 18 アクキュムレータ
- 19 アクキュムレータ
- 21 コントローラ
- 22 前後加速度センサ
- 23 車両挙動制御装置

【図2】

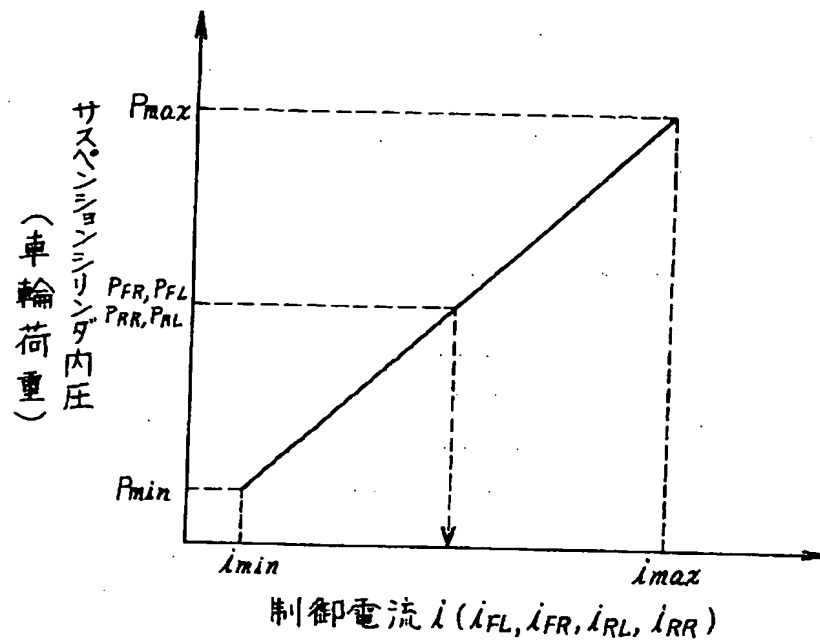
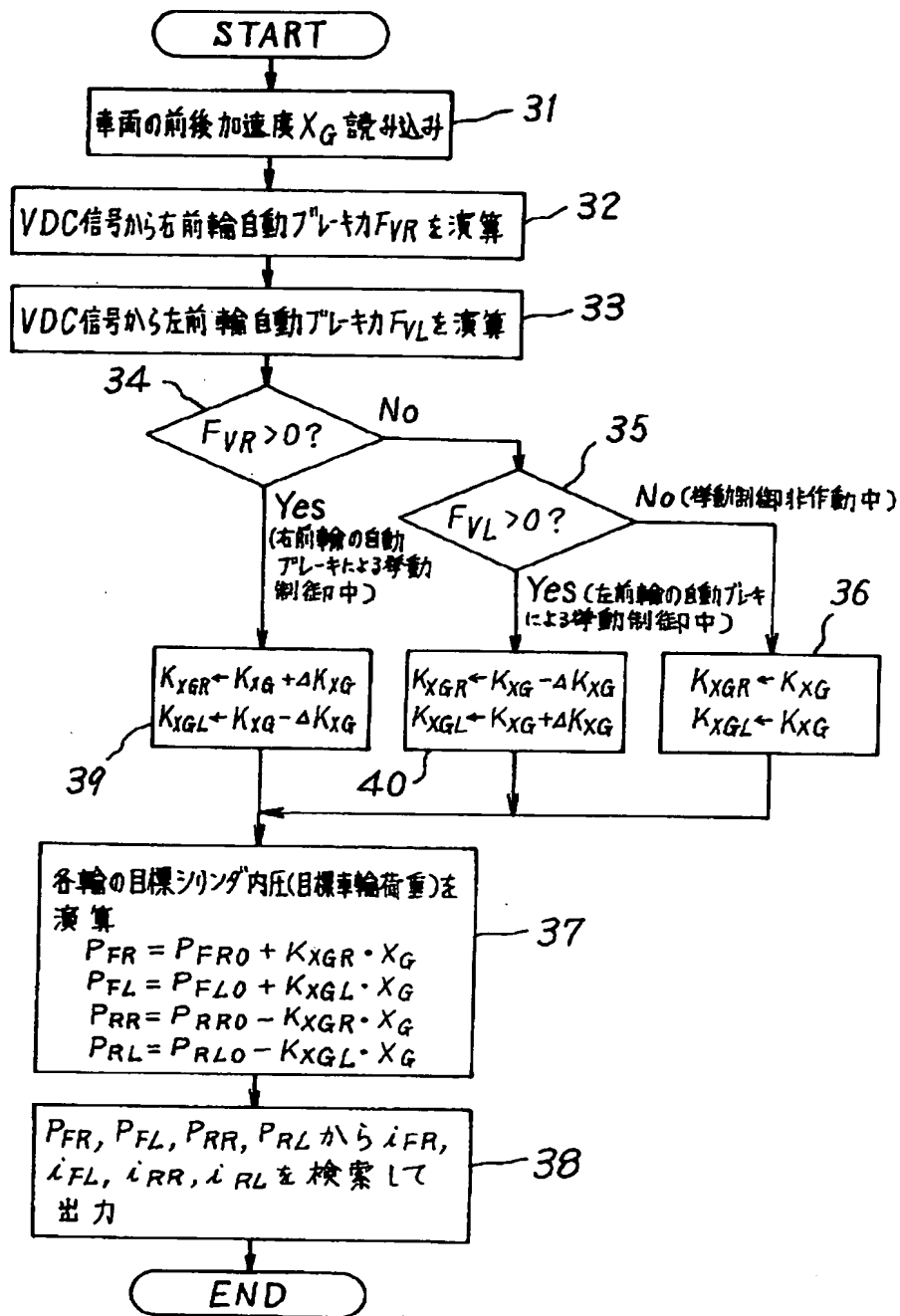
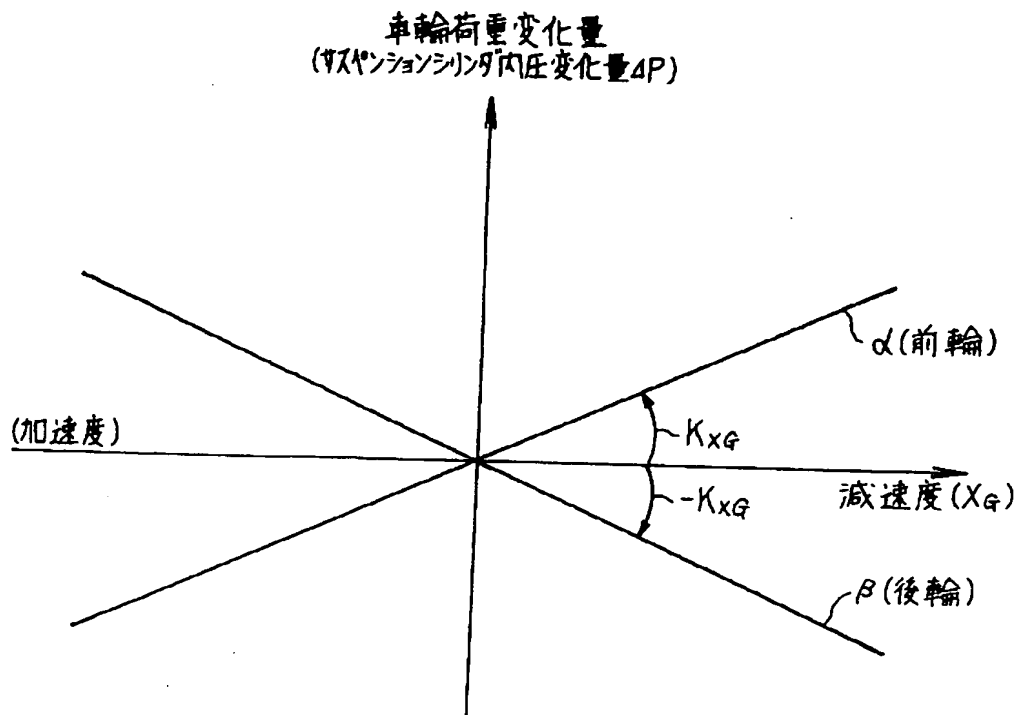


Figure 10 is a graph with the vertical axis labeled  $\Delta K_{XG}$  and the horizontal axis labeled 前輪の自動ブレーキ力 ( $F_{VR}, F_{VL}$ ). The graph shows a piecewise linear function that starts at the origin, increases linearly to a peak, and then remains constant for higher values of the self-braking force.

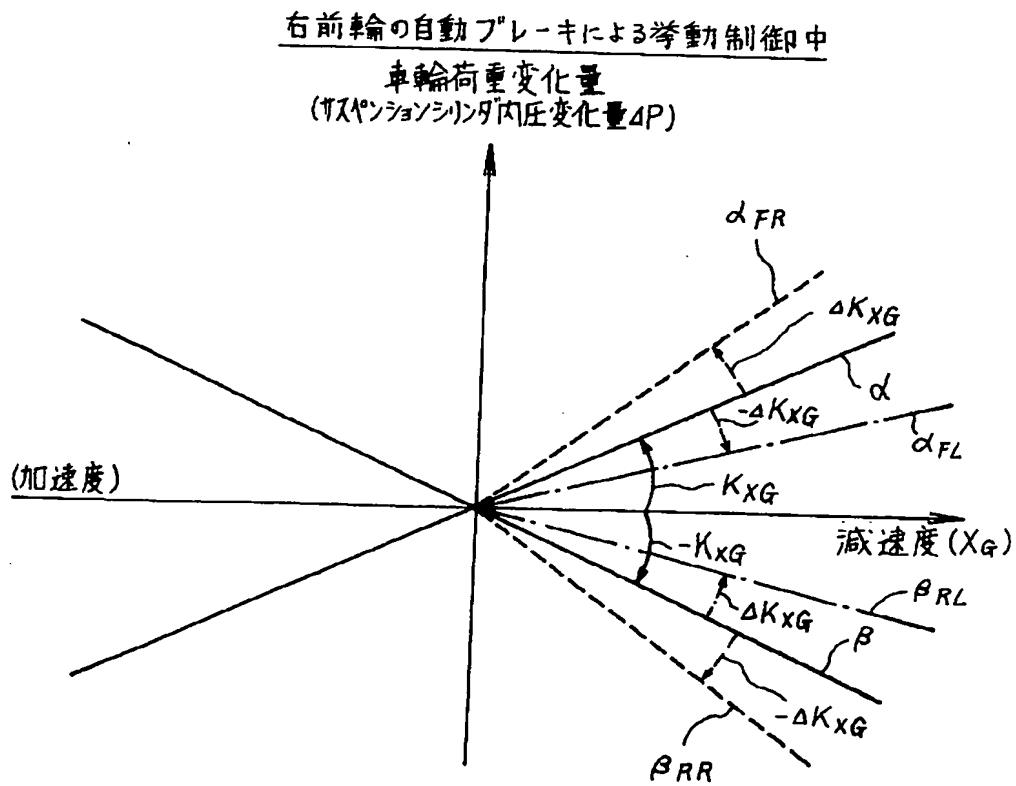
【図 3】



【図 4】



【図 5】





【図 7】

